



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HYDRAULICKÉ SHRABOVACÍ ČESLE - OPTIMALIZACE

HYDRAULIC RAKE SCREEN - OPTIMIZATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Aleš Milostný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Aleš Milostný**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hydraulické shrabovací česle – optimalizace

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Geometrická optimalizace funkce hydraulických shrabovacích česlí vzhledem k optimálním čistícím silovým účinkům.

Cíle bakalářské práce:

Vypracovat rešerši hydraulických a mechanických pohonů hrabic česlí.
Provést grafická řešení silových účinků mechanismu hrabic a jejich průběhů v závislosti na pracovní poloze stroje a rozměrech stroje.
Vyhodnotit optimální poměry funkčních rozměrů stroje.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

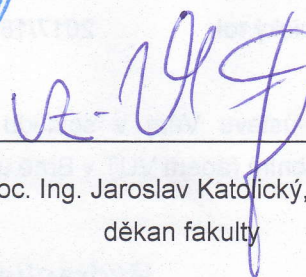
LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce v úvodu objasňuje obecnou problematiku čištění česlí. Další část práce představuje jednotlivá konstrukční řešení strojů k tomuto účelu používaných. Následně se bakalářská práce zabývá geometrickou optimalizací hydraulicky řízeného čističe česlí a analýze silových účinků v závislosti na poloze hrabice. Na závěr jsou stanoveny optimální poměry rozměrů stroje v závislosti na rozměr vtokového kanálu a geometrií česlí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydraulické shrabovací česle, optimalizace, silové účinky

ABSTRACT

The introduction of this Bachelor thesis is devoted to the problematic of rake screen cleaning. The next part describes individual device construction solutions. Continuing with geometry optimizations of the hydraulic controlled screen cleaning device and a force analysis based on positioning. In the end, optimal device dimensions are defined based on the size of the water intake and the geometry of the screens.

KEYWORDS

Hydraulic rake screen, optimization, force analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MILOSTNÝ, A. Hydraulické shrabovací česle - optimalizace. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 41 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Aleš Milostný

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při zpracování mé práce.

OBSAH

Úvod	10
1 Konstrukční řešení čistících strojů česlí	11
1.1 Ručně čištěné česle	11
1.2 Mechanický pohon čistících strojů česlí	12
1.2.1 Strojně stírané česle řetězové	12
1.2.2 Strojově stírané česle vozíkové	13
1.2.3 Klikový čistič česlí SH	14
1.2.4 Rotační česle	15
1.2.5 Samočistící česle	15
1.2.6 Šroubové česle	16
1.3 Hydraulický pohon čistících strojů česlí	17
1.3.1 Teleskopický čistič česlí	18
1.3.2 Dvouramenný kloubový čistič česlí	18
1.4 Kombinované pohony – lanový čistící stroj česlí	20
1.5 Použitelnost jednotlivých typů čističů česlí	21
2 Hydraulické shrabovací česle - optimalizace	23
2.1 Analýza geometrických vlastností	24
2.2 Stavba drátového modelu	25
2.3 Analýza nosné síly u drátového modelu reálných rozměrů	27
2.4 Analýza přitlačné síly hrabice	31
2.5 Analýza přitlačné síly hrabice u drátového modelu reálných rozměrů	32
2.6 Stanovení parametrů čističe česlí	35
3 Závěr	39
Seznam použitých zkratk a symbolů	41

ÚVOD

Čistící stroje česlí mají uplatnění především u vtoku vodních elektráren a odpadních čističek. Jejich úkol je odstraňovat naplavené nečistoty z roštu česlí a tím zajistit dostatečnou průchodnost a následnou efektivitu vodní elektrárny nebo čističky odpadních vod.

Z důvodu různých parametrů a požadavků na čistící stroje česlí existuje velké množství konstrukčních řešení. Vliv na konstrukční řešení má:

- Rozměr česlí ovlivňuje navrhované rozměry a konstrukční řešení stroje. Například u malých vodních elektráren (dále MVE) se může jednat o šířku a výšku česlí v řádech jednotek decimetrů až desítek metrů.
- Druh naplavených nečistot ovlivňuje navrhovanou nosnost a konstrukční řešení. U MVE se v České republice naplaveniny příliš neliší. Nejčastěji jde o listí, úlomky větví, shluky řas, ledovou tříšť, odpadky apod. U splaškových vod jde především o nečistoty, které se nedokáží rozpustit nebo rozmělnit ve vodě.
- Rychlost znečištění na minimální míru požadované průchodnosti, má vliv na četnost čištění (až kontinuální), výkon pohonu a konstrukční řešení stroje. U MVE se rychlost znečištění liší dle lokace a aktuálního ročního období. U splaškových vod se jedná o výkyvy v závislosti na části dne. Často se používá kontinuálně pracující čistič česlí.

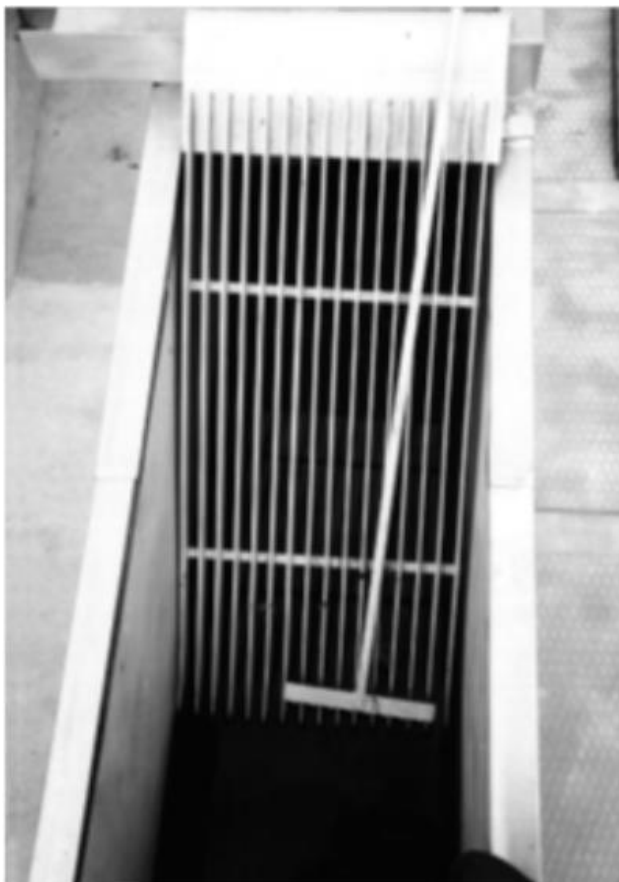
1 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ČISTÍCÍCH STROJŮ ČESLÍ

Konstrukční řešení čistících strojů česlí se dá rozdělit do čtyř skupin podle pohonu:

- Ruční čištění
- Mechanický pohon
- Hydraulický pohon
- Kombinovaný pohon

1.1 RUČNĚ ČIŠTĚNÉ ČESLE

Ručně stírané česle (obr. 1) se hodí do provozů s nejmenšími výkony a s nejnižší rychlostí zanešení česlic. Jsou to provozy, kterým by se investice do strojního čištění nevyplatila. Často se využívají pro hrubé předčištění odpadních nebo průmyslových vod.



Obr. 1 Ručně čištěné česle [1]

1.2 MECHANICKÝ POHON ČISTÍCÍCH STROJŮ ČESLÍ

Jedná se o mechanismy, u kterých k pohybu nedochází za pomoci hydraulického agregátu. Výhodou mechanických pohonů je efektivnější provoz a to ze dvou důvodů:

- Stroje mají většinou jen pracovní pohyb – tedy nedochází k pohybům naprázdno, kdy se hrabice jen přemísťuje do pracovní polohy (neplatí pro stroje v odstavci 1.2.2 a 1.2.3).
- Často efektivnější přenos energie bez přítomnosti především tepelných ztrát způsobených hydraulickým agregátem.

Nevýhodou těchto strojů je omezený rozsah použitelnosti, kdy maximální rozměry vtokového kanálu nikdy nepřekonají možné velikosti vtokového kanálu u hydraulicky řízených čističů česlí.

1.2.1 STROJNĚ STÍRANÉ ČESLE ŘETĚZOVÉ

Strojně stírané česle řetězové (obr. 2) jsou vhodné pro čistírny odpadních a průmyslových vod. Běžně se používají v rozmezí šířky kanálu mezi 400 mm až 3000 mm a hloubky kanálu do 10 m.

Strojně stírané česle řetězové se nehodí do provozu, kde není jistota častého nebo nepřetržitého využití. Část řetězů a řetězových kol je neustále pod hladinou. Po delší době koroze způsobuje větší opotřebení a zatížení pohonu. Přesto se ve výjimečných případech používají i u malých vodních elektrárn.



Obr. 2 Strojně stírané česle řetězové [2]

1.2.2 STROJOVĚ STÍRANÉ ČESLE VOZÍKOVÉ

Vozíkové česle (obr. 3) jsou vhodné pro čistírny odpadních a průmyslových vod. Dají se použít v kanálu o šířce od 500 mm do 2500 mm a hloubky kanálu do 10 m, avšak hladina vody nesmí být vyšší než 2,5 m.

Česlicová mříž je umístěna v rámu. Na bočnicích rámu jsou připevněny pojezdové hřebeny, po kterých se pohybuje vozík. Stírací hrábě jsou součástí vozíku. Vozík nese pohon a zvedací mechanismus hrábí. Tento mechanismus zajišťuje veškeré pohyby hrábí při stírání nečistot z česlicové mříže, zvednutí hrábí při sjíždění vozíku do spodní polohy a vyhrnutí setřených nečistot z hrábí. Vozík pojíždí vždy nad úrovní hladiny. V kanále do vody zasahují pouze hrábě. Zařízení je patentově chráněno. [3]



Obr. 3 Strojně stírané česle vozíkové [3]

1.2.3 KLIKOVÝ ČISTIČ ČESLÍ SH

Vlastní klikové česle SH (obr. 4) mohou být provedeny jako česle ruční. K nim se postaví čistící stroj, který v podstatě nahrazuje práci člověka, který při čištění vykonává zhruba stejné pohyby. Proto stroj stojí přibližně ve stejných místech, jako dříve stával obsluhující pracovník. Stroj sestávající ze stojanu s opěrnou kladkou, klikového hřídele s pohonem a hrabla. Jeho pracovní částí je stírací lišta hrabla odpovídající šířce kanálu B a upravená podle velikosti průlin. Stírací lišta je táhlem připevněna na klikový mechanismus poháněný přes převodovku třífázovým asynchronním elektromotorem o příkonu 0,25 kW, 400 V, 50 Hz v provedení pro venkovní pracovní prostředí. V pracovní fázi hrablo leží vlastní vahou na česlích a klikovým mechanismem je taženo po česlích vzhůru. Tak dopravuje shrabky do žlabu. Při zpětném pohybu je hrablo opřeno o opěrnou kladku, která zajišťuje odklonění stírací lišty od česlí a lišta se přesune do dolní polohy. Vzájemnou polohou klikového mechanismu, umístění opěrné kladky a délky hradla lze přiměřeně měnit trajektorii stírací lišty. Stírací stroj lze potom umístit i ve stísněných prostorách. [4]

Tento typ čistícího stroje je pro svou nenáročnou konstrukci vhodný zejména pro menší zdroje znečištění s menším rozměrem česlí, kde je výkonnější zařízení nevyužito. Optimální rozměr česlí končí u velikosti česlicové mříže asi 2 x 2 m. [4]

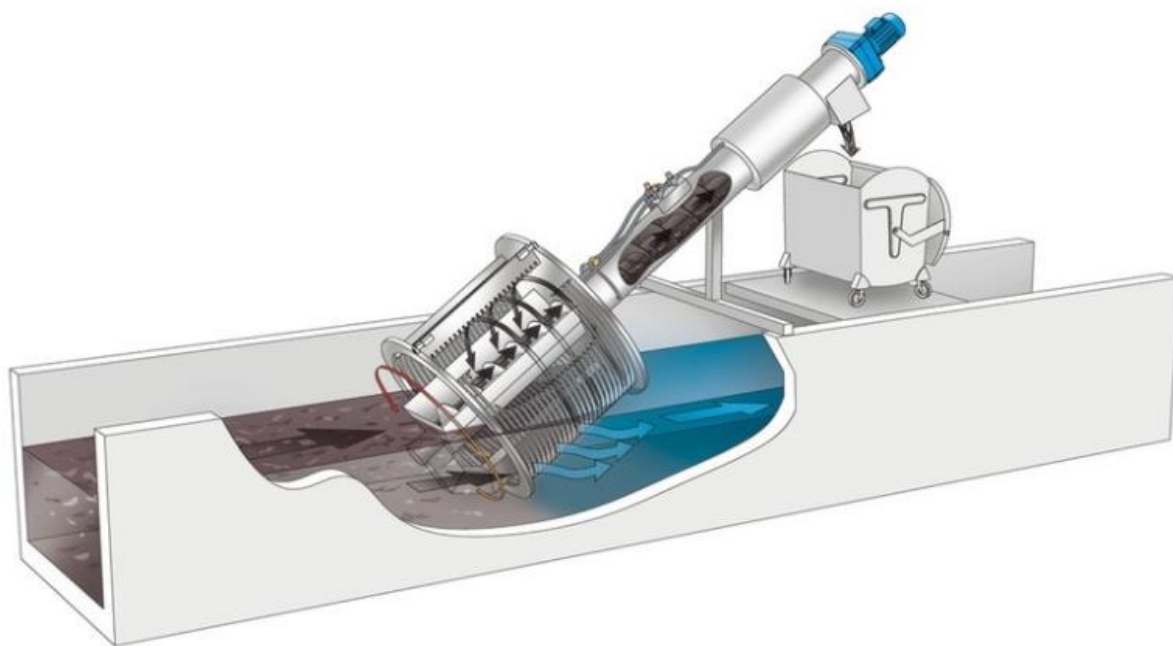


Obr. 4 Klikový čistič česlí [4]

1.2.4 ROTAČNÍ ČESLE

Rotační česle (obr. 5) jsou vhodné především pro čištění odpadních nebo průmyslových vod.

Jejich výhodou je v jednoduchosti pohonu. Jedním elektromotorem je hnána rotační hrabice a zároveň šnekovnice, která transportuje a odvodňuje shrabky a to vše je v jedné ose. Vyrábí se do průměru koše 3 m.



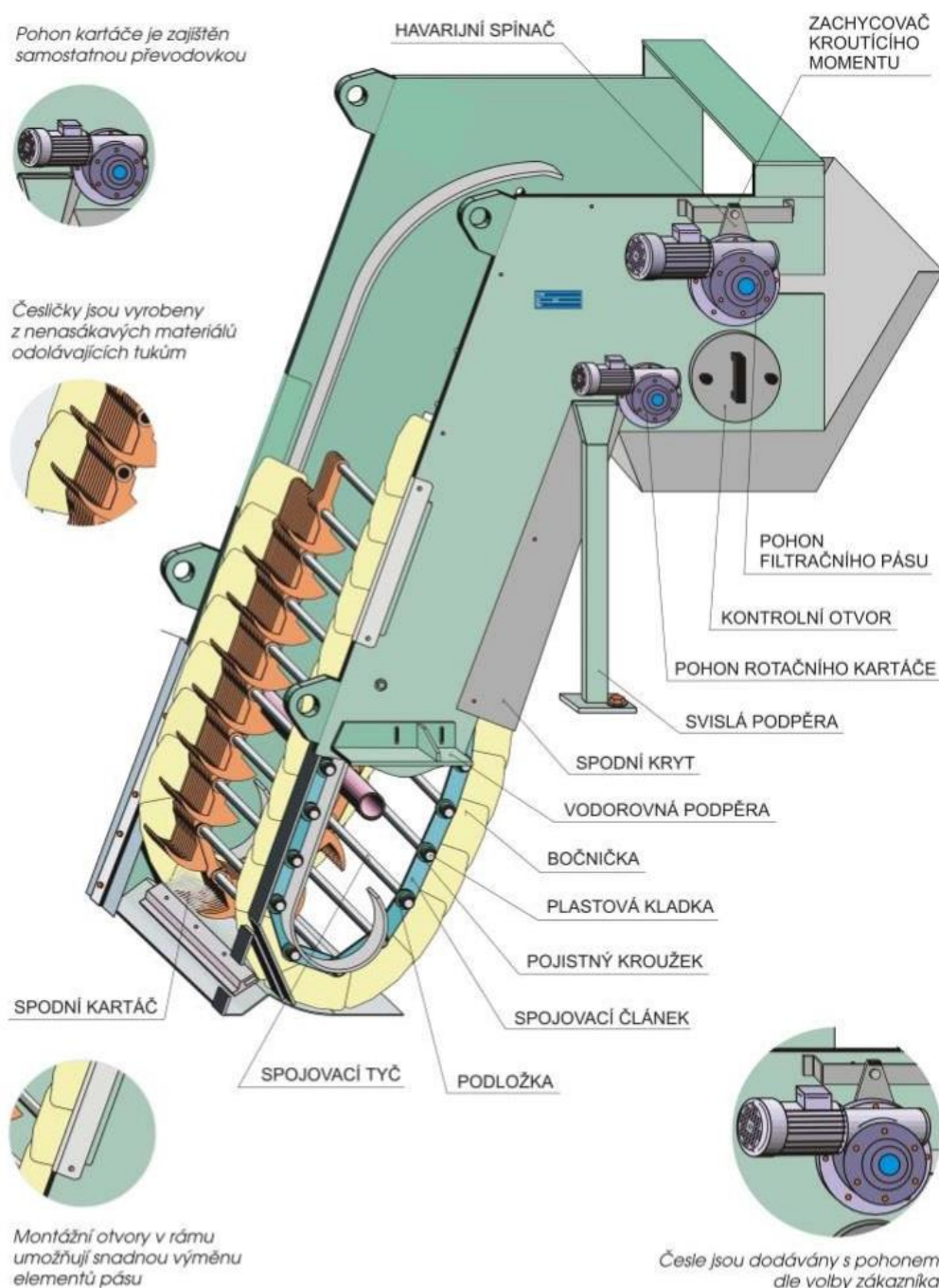
Obr. 5 Rotační česle [5]

1.2.5 SAMOČISTÍCÍ ČESLE

Samočistící česle (obr. 6) jsou vhodné především pro čištění odpadních nebo průmyslových vod.

Princip spočívá v nekonečném pásu tvořícím průřez, který rotuje a na vrcholu stroje dochází k čištění usazenin pomocí kartáče.

Jejich výhodou je vysoký čistící výkon a variabilita. Výška kanálu se může pohybovat v rozmezí 350 – 2000 mm a hloubka kanálu 350 – 8000 mm.



Obr. 6 Samočistící česle [6]

1.2.6 ŠROUBOVÉ ČESLE

Šroubové česle (obr. 7) jsou vhodné především pro čištění odpadních nebo průmyslových vod.

V podstatě se jedná o válcové síto, do kterého je potrubím přivedená znečištěná kapalina. Síto, které se zevnitř zanášá je stírané šnekovnicí, která kromě čištění síta obstarává i transport a odvodnění shrabků.

Jejich výhodou je jednoduchá konstrukce a bezporuchovost. Použitelné jsou ale jen pro velice malé průtoky a samy o sobě průtok výrazně hradí.



Obr. 7 Šroubové česle [7]

1.3 HYDRAULICKÝ POHON ČISTÍCÍCH STROJŮ ČESLÍ

Hydraulické pohony umožňují jednoduché řízení i složitých pohybů včetně rychlosti a okamžité síly a to jen s využitím jednoho zdroje energie. Další výhodou je možnost uschování hydraulického agregátu do interiérových prostor (strojoven elektráren, čističek), kde jsou chráněny před povětrnostními podmínkami.

Díky hydraulickému pohonu jsou mechanismy čistících strojů jednoduché a v podstatě se dělí jen do dvou typů:

- a) Teleskopická konstrukce
- b) Dvouramenná kloubová konstrukce

1.3.1 TELESKOPICKÝ ČISTIČ ČESLÍ

Teleskopický čistič česlí (obr. 8) je vhodný pro čištění česlí malých vodních elektráren.

Kvůli vysoké ceně dlouhého lineárního hydromotoru se málokdy využívají pro čištění česlí, které svými rozměry překročí hloubku 2000 mm. Konstrukce s jedním teleskopem se používá do šířky kanálu 3500 mm.

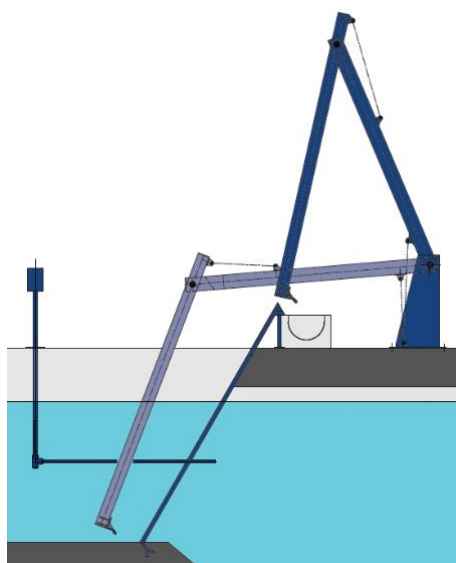


Obr. 8 Teleskopický čistič česlí [8]

1.3.2 DVOURAMENNÝ KLOUBOVÝ ČISTIČ ČESLÍ

Je vhodný pro čištění česlí vodních elektráren.

Dvouramenný kloubový čistič česlí (obr. 9) má nejvšestrannější konstrukci, která dokáže pokrýt nejširší spektrum rozměrových i silových požadavků. Není problém instalovat zařízení pro hloubku česlí 14000 mm a šířky hrabice 6000 mm.



Obr. 9 Dvouramenný čistící stroj česlí [9]

V případě, že je šířka česlí pro jednoduchý kloubový mechanismus příliš velká, je možné použít zdvojených ramen (obr. 10) nebo čistící stroj usadit na kolejový podvozek, který stroji umožní čistit česle o neomezené šířce (obr. 11).



Obr. 10 zdvojený kloubový čistící stroj česlí [10]



Obr. 11 kloubový čistič česlí pojízdný [10]

1.4 KOMBINOVANÉ POHONY – LANOVÝ ČISTÍCÍ STROJ ČESLÍ

Lanový čistič česlí (obr. 12) kombinuje mechanický pohon s hydraulickým, kde zdvih zajišťuje lanový naviják a hydraulický pohon ovládá otevírání a zavírání hrabla. Tato složitá koncepce je jediná, která dokáže pracovat v takřka neomezených hloubkách. Lanový čistič stroj je možné usadit na kolejový podvozek, díky kterému pak není omezen ani šířkou česlí.



Obr. 12 Lanový čistič česlí

1.5 POUŽITELNOST JEDNOTLIVÝCH TYPŮ ČISTIČŮ ČESLÍ

Použitelnost jednotlivých čističů česlí závisí na mnoha aspektech. Především se jedná o rozměry česlí, rychlosti zanášení česlí a typu naplavenin.

Nejrychleji bývají zanášeny česle čističek odpadních vod a průmyslových vod, které ale nemají takové průtoky, jako bývají u vodních elektráren. Pro takové podmínky se hodí především výkonnější čističe česlí menších rozměrů, které mohou pracovat nepřetržitě bez vedlejších nepracovních pohybů. Tyto požadované vlastnosti vedou ke složitějším konstrukcím, které zvyšují pořizovací cenu, ale snižují provozní náklady.

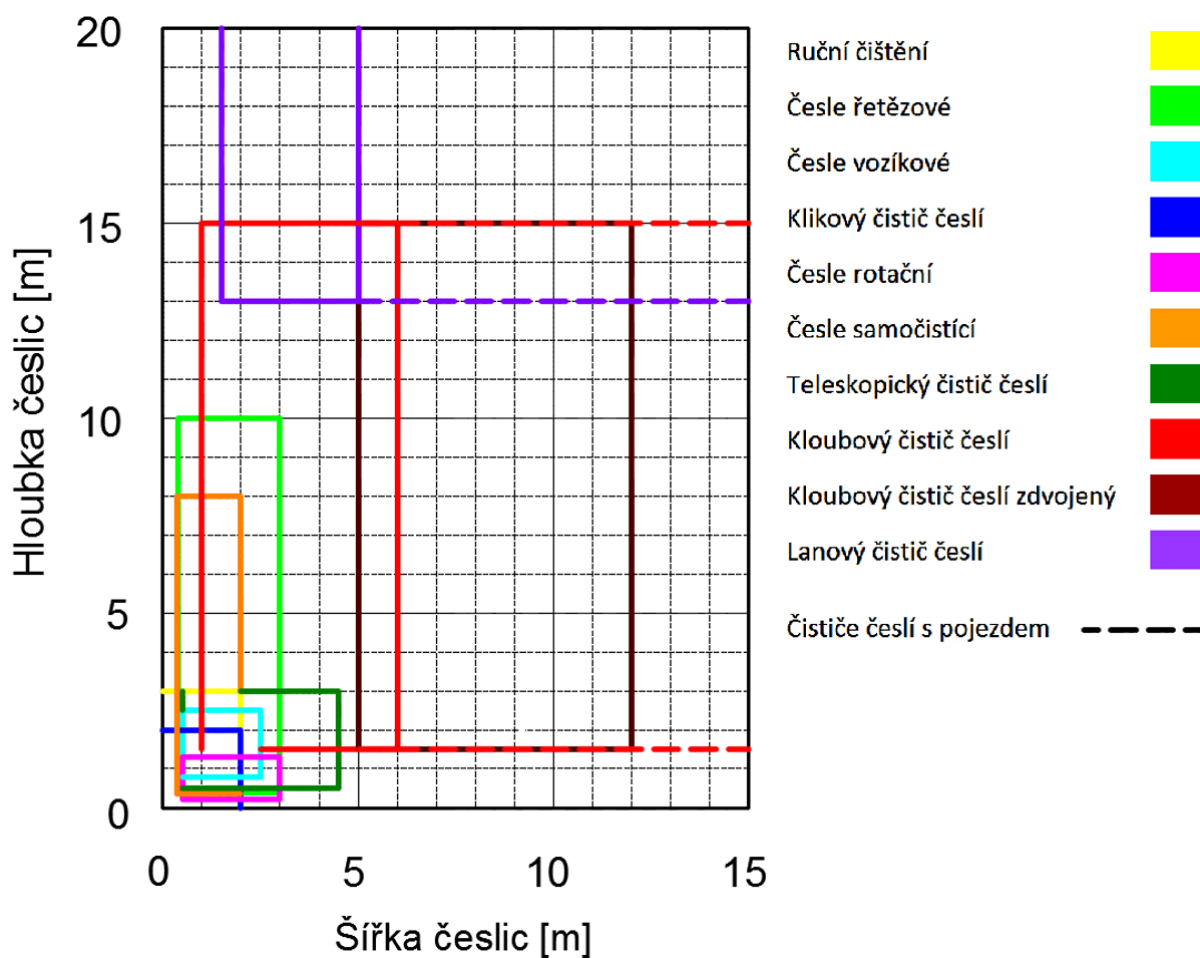
Česle vodních elektráren mívají rozměry i v desítkách metrů, ale jejich zanášení není tak rychlé jako u čističek odpadních vod. Díky těmto podmínkám není potřeba instalovat drahé, složité konstrukce, protože přehnaná investice by se nikdy levnějším provozem nevyplatila.

V tabulce 1 je přehled v předchozích kapitolách zmíněných strojů s uvedenými vlastnostmi, které předurčují jejich využitelnost v jednotlivých provozech.

Tab. 1 Zaměření jednotlivých typu čističů česlí

Typ stroje	Hloubka česlí [mm]		Šířka česlí [mm]		Použití
	min	max	min	max	
Ruční čištění	0	3000	0	2000	Všestranné
Česle řetězové	400	10000	400	3000	Výhodnější pro průmyslové a splaškové vody
Česle vozíkové	800	2500	500	2500	Všestranné
Klikový čistič česlí	0	2000	0	2000	Všestranné
Česle rotační	200	1300	500	3000	Průmyslové a splaškové vody
Česle samočistící	350	8000	350	2000	Průmyslové a splaškové vody
Česle šroubové	Pro nejmenší průtoky - přívod potrubím				Průmyslové a splaškové vody
Teleskopický čistič česlí	500	3000	500	4500	Malé vodní elektrárny
Kloubový čistič česlí	1500	15000	1000	6000	Vodní elektrárny
Kloubový čistič česlí zdvojený	1500	15000	5000	12000	Vodní elektrárny
Lanový čistič česlí	13000	>30000	1500	5000	Vodní elektrárny, česle plavební komory

Obrázek 13 znázorňuje graficky použitelnost jednotlivých konstrukčních řešení dle velikosti čistěných česlí.



Obr. 13 Grafické znázornění možných rozsahů velikosti česlí podle čistících strojů

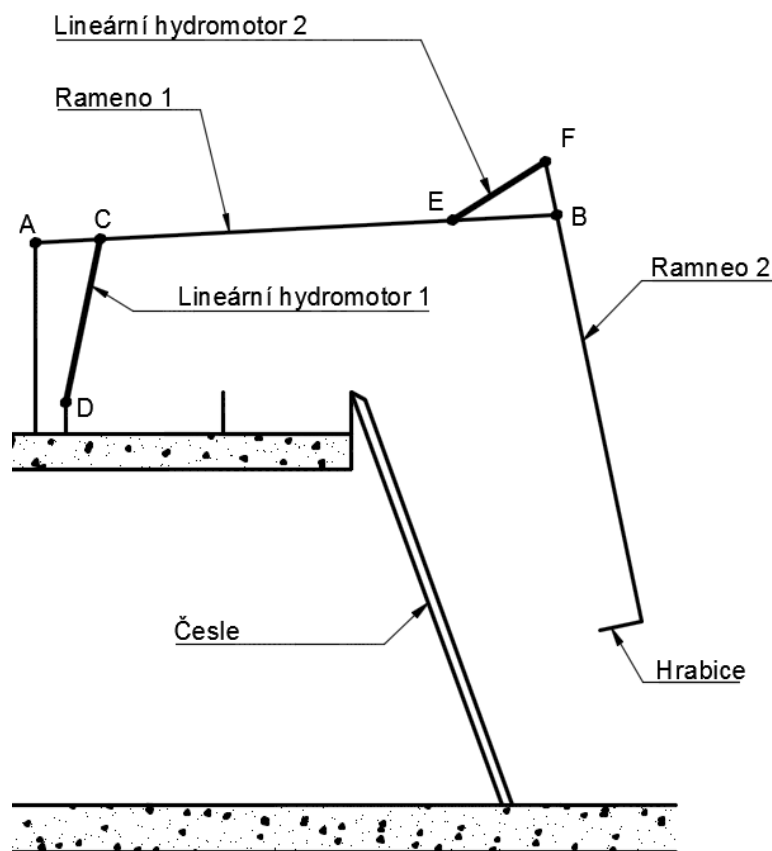
2 HYDRAULICKÉ SHRABOVACÍ ČESLE - OPTIMALIZACE

Důvodem optimalizace hydraulického kloubového čističe česlí je přítomnost ramen, která při různém úhlu natočení výrazně mění průběh síly působící na česle a velikost síly nosné.

Tyto vlastnosti mohou v krajních případech působit komplikace v podobě silových špiček, které mohou způsobit při zaseknutí hrabice destrukci. Zároveň se ale dá této vlastnosti využít. Jelikož při stírání česlí dochází k nanášení shrabků na hrabici postupně, dá se ve spodních polohách česlí využít co nejmenší kolmé vzdálenosti osy lineárního hydromotoru 1 od bodu A (obr. 15). Tím se výrazně zvýší rychlost stírání na úkor okamžité síly stroje. Naopak v horních polohách česlí je výhodné mít nosnost stroje co nejvyšší. Pakliže by závisel nárůst síly jen na kolmé vzdálenosti osy lineárního hydromotoru 1 od bodu A, průběh by nebyl lineární. Snížení této nelinearity prodlužováním ramene 1 by nadměrně zvětšovalo stroj, snižovalo jeho tuhost anebo při zachování tuhosti nadměrně zvyšovalo hmotnost stroje. Cílem nadcházející analýzy je využít natočení ramene 2 vůči rameni 1 (tím se mění kolmá vzdálenost nosné síly vůči bodu A) k linearizaci tohoto silového průběhu.

Další bod analýzy je optimalizace přitlačné síly na česle. Tato síla je při využití jednoduchého hydraulického obvodu přímo ovlivněna okamžitým zatížením stroje.

Obrázek 14 nezobrazuje ideální poměry stroje, jen usnadňuje základní popis.



Obr. 14 Základní popis stroje

2.1 ANALÝZA GEOMETRICKÝCH VLASTNOSTÍ

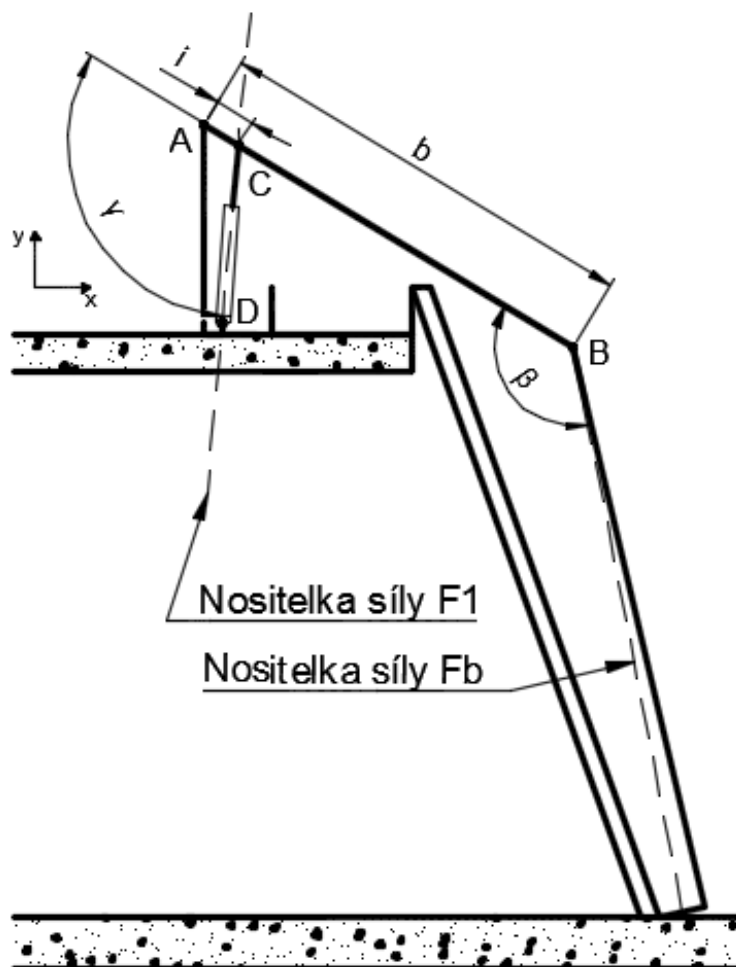
Pro zjednodušení analýzy závislosti úhlů γ a β na výslednou sílu F_b jsou úhly mezi osou x a silami F_1 a F_b považovány při natažení ramene 1 za neměnné. Znamená to tedy, že při otáčení ramene 1 kolem bodu A se vzájemný rozdíl mezi úhly γ a β nebude měnit. Dále při výpočtech u parametrů b , i , F_1 považují jejich velikost za jedna – viz. obr. 15.

Předem je podle rovnice (1) patrné, že se stejně velkými úhly γ a β musí být síla F_b konstantní.

$$F_b = \frac{i \cdot F_1 \cdot \sin \gamma}{b \cdot \sin \beta} \quad (1)$$

Kde:

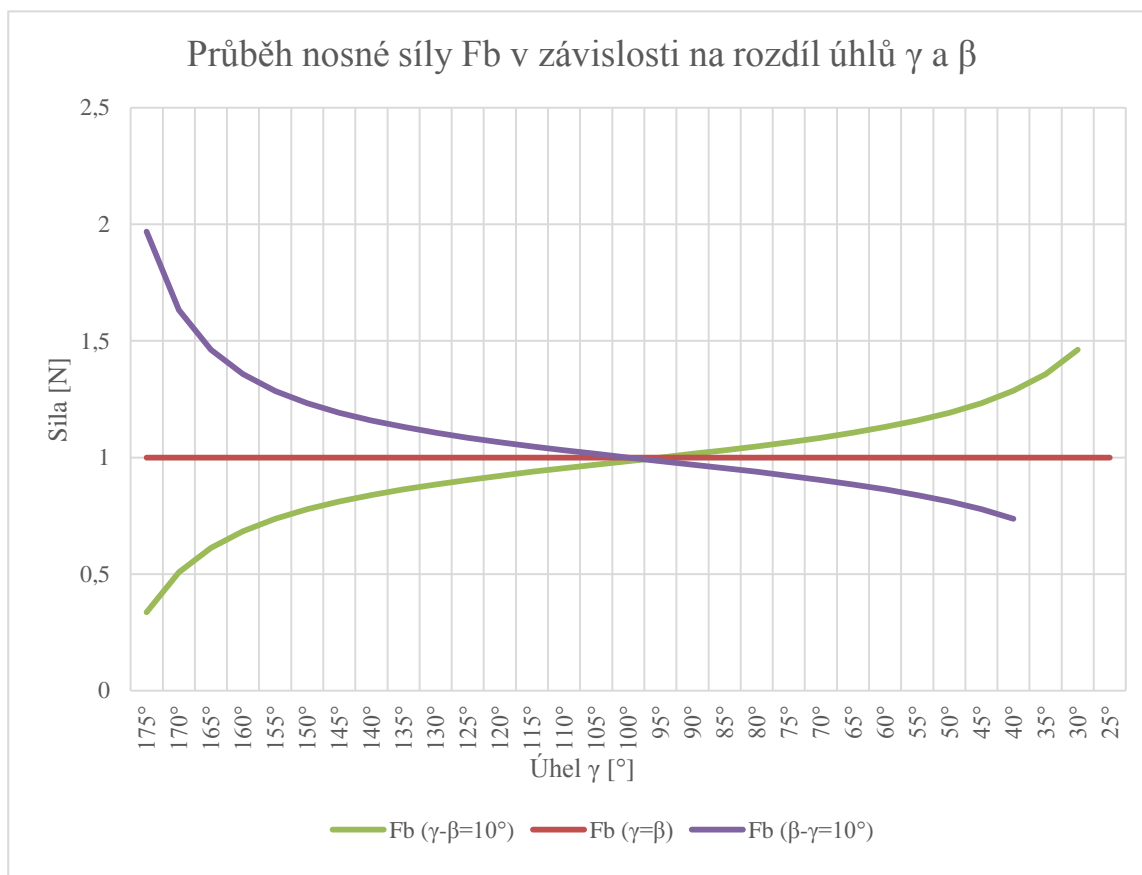
F_b	[N]	- nosná síla
i	[mm]	- vzdálenost mezi body A a C.
F_1	[N]	- síla lineárního hydromotoru 1
γ	[°]	- úhel mezi lineárním hydromotorem 1 a ramenem mezi body AC
b	[mm]	- délka ramene 1
β	[°]	- úhel mezi ramenem 1 a silou F_b



Obr. 15 Popis parametrů pro geometrickou analýzu

Níže je graf (obr. 16), který pomocí rovnice (1) znázorňuje průběh sil ve třech případech:

- Zelená ($\gamma > \beta$) F_b se zvětšuje
- Červená ($\gamma = \beta$) F_b je konstantní
- Fialová ($\gamma < \beta$) F_b se zmenšuje



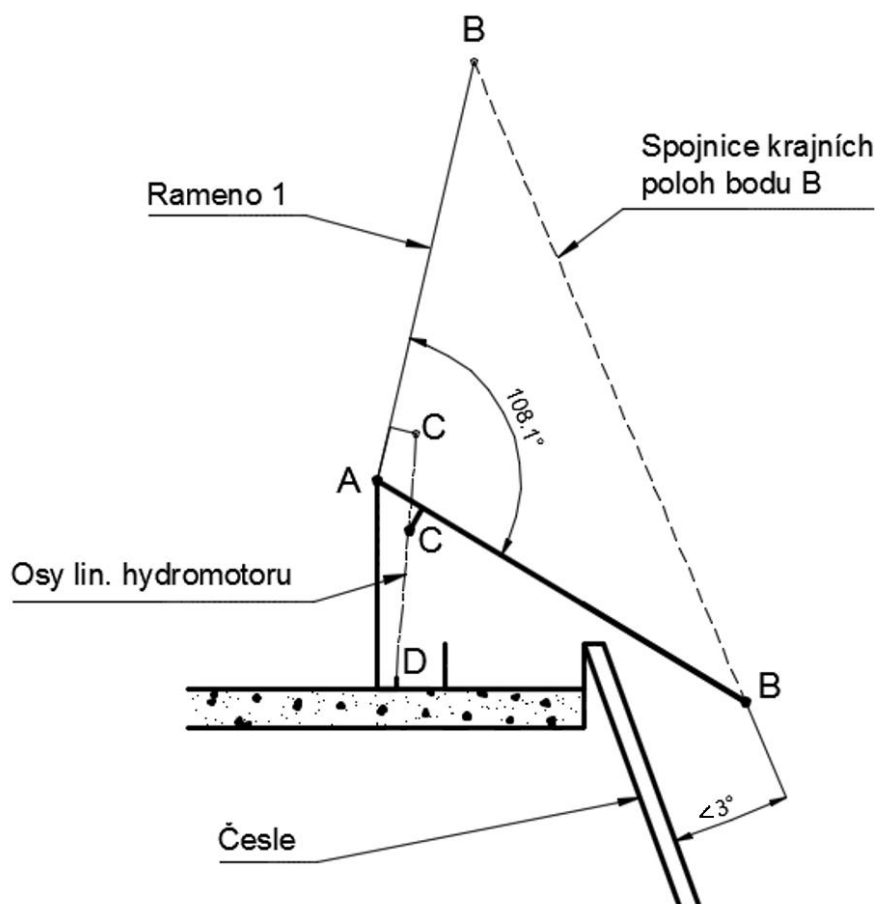
Obr. 16 Grafické znázornění nosné síly v různých případech rozdílů úhlů β a γ

Graf (obr. 16) naznačuje, že je výhodné zkonstruovat ramena tak, aby byl úhel γ větší než β . Při rozdílu 10° je zelená křivka přibližně lineární v rozmezí úhlu γ 145° až 35° . V takovém případě by se rameno 1 mohlo natáčet o 110° bez silových špiček a s narůstající nosnou silou F_b .

2.2 STAVBA DRÁTOVÉHO MODELU

V reálných podmínkách nelze zachovat rozdíl mezi γ a β neměnný. Základní předpoklad pro přibližné zachování rozdílu mezi úhly γ a β je rovnoběžnost česlí s pomyslnou přímkou mezi bodem B v horní a dolní poloze ramene 1 a co nejmenší výkyv lineárního hydromotoru 1 v krajních polohách ramene 1.

Pro stavbu drátového modelu se dá využít AutoCAD, který umožňuje s modelem pohybovat a odměřovat potřebné rozměry a úhly. Na modelu je zobrazen často používaný sklon česlí 70° .

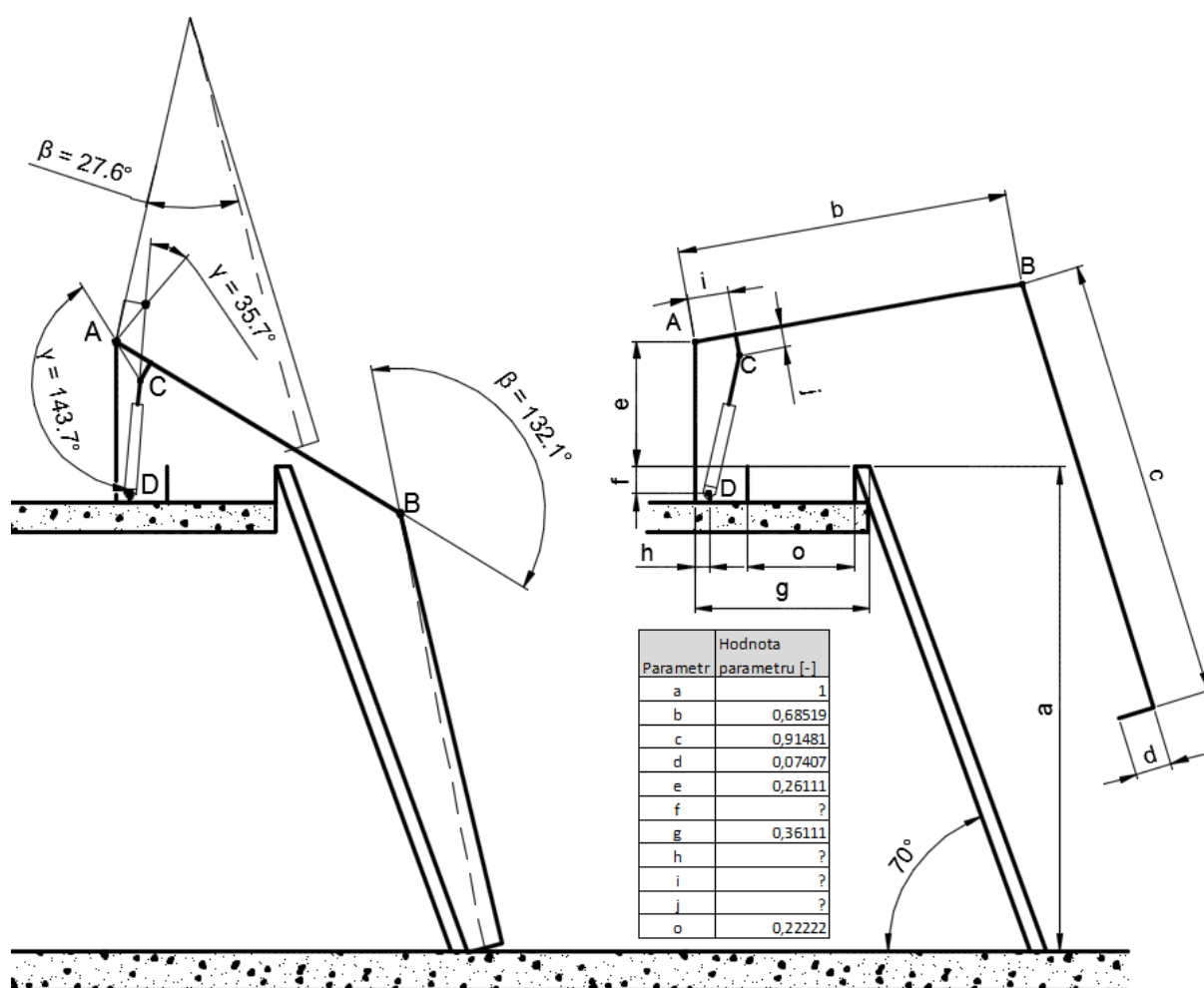


Obr. 17 Podmínky geometrie ramene 1

Na obrázku 17 je sestavené rameno 1 se splněnými podmínkami přibližné rovnoběžnosti spojnice krajních poloh bodu B s česlemi a nulového výkyvu os lineárního hydromotoru 1 při krajních polohách ramene 1. Rozpětí výkyvu ramene 1 je 108° .

Dalším krokem je sestavení ramene 2 a nastavení mechanismu tak, aby se rozdíl úhlů γ a β rovnal přibližně 10° . Toho se dá docílit změnou polohy bodu C vůči přímce AB, změnou polohy bodu D a změnou délky ramene 1.

Na obrázku 18 je vidět, že jsou rozdíly úhlů γ a β v krajních polohách ramene 1 přibližně 10° . Díky geometrickému nastavení modelu se dají předběžně odečíst parametry rozměru většiny strojních částí pro reálnou analýzu silových průběhů - viz obr. 18.

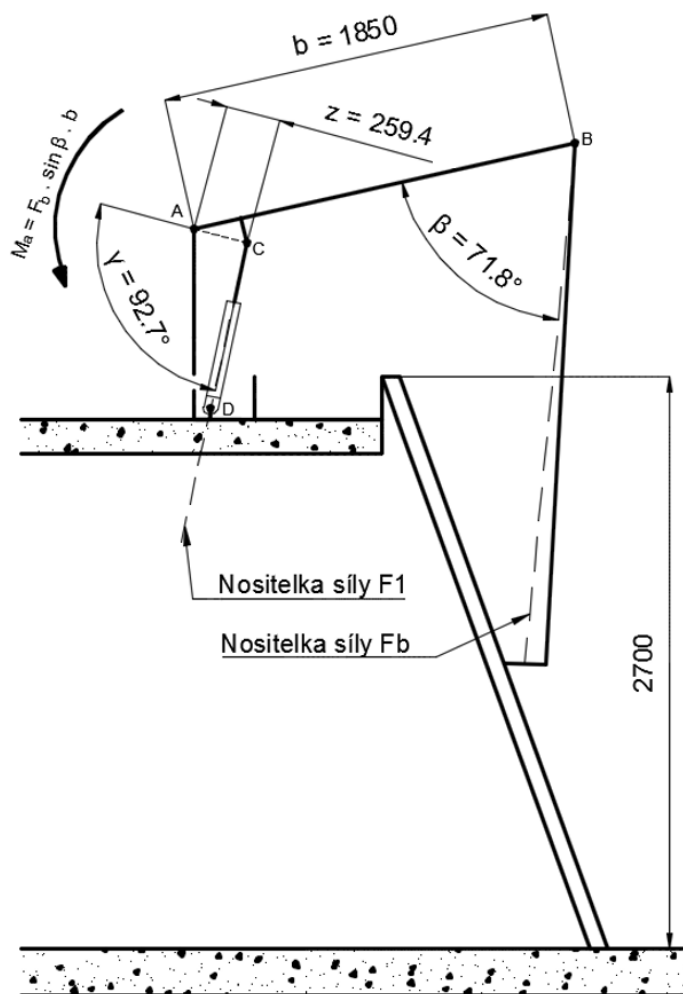


Obr. 18 Drátový model

2.3 ANALÝZA NOSNÉ SÍLY U DRÁTOVÉHO MODELU REÁLNÝCH ROZMĚRŮ

Pro vyzkoušení proporcí modelu a to zvláště pozice a délky lineárního hydromotoru 1 bude vytvořen model v reálných rozměrech a s reálným lineárním hydromotorem – viz. obr. 19.

- Vertikální výška česlí 2700 mm
- Šířka česlí 3000 mm
- Sklon česlí 70°
- Střední nosnost hrabice 600 kg
- Jmenovitý tlak hydraulického systému do 16 MPa



Obr. 19 Pozice drátového modelu pro odečtení hodnot – výpočet D1

Za předpokladu, že se nosná síla F_b navyšuje lineárně, je vhodné použít pro výpočet průměru pístnice hodnoty odečtené v polovině pracovního zdvihu hrabice. Výpočet je proveden níže. Při všech výpočtech v bakalářské práci jsou zanedbány třecí síly a minimální vliv sklonu česlí na rozklad tíhové síly shrabků.

Výpočet síly F_b .

$$F_b = G_s \cdot g_n \quad (2)$$

$$F_b = 600 \cdot 9,81 = 5886 \text{ N}$$

Kde:

G_s [kg] - hmotnost shrabků

g_n [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - normálové gravitační zrychlení

Výpočet krouticího momentu v bodě A.

$$M_a = F_b \cdot \sin \beta \cdot b \quad (3)$$

$$M_a = 5886 \cdot \sin 71,8^\circ \cdot 1850 = 10344341 \text{ Nmm}$$

Kde:

M_a [Nmm]- krouticí moment v bodě A

Výpočet síly F_1 . Vzdálenost z je pomyslné rameno mezi body A a C. Není to kolmá vzdálenost. S tímto pomyslným ramenem z je počítáno pro zjednodušení rozkladu sil.

$$F_1 = \frac{M_a}{z \cdot \sin \gamma} \quad (4)$$

$$F_1 = \frac{10344341}{259,42 \cdot \sin 92,7^\circ} = 39919 \text{ N}$$

Kde:

z [mm] - vzdálenost mezi body A a C

Výpočet průměru D_1 lineárního hydromotoru 1.

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{p_j \cdot \pi}} \quad (5)$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 39919}{16 \cdot \pi}} = 56 \text{ mm}$$

Kde:

D_1 [mm] - jmenovitý průměr válce lineárního hydromotoru 1

p_j [MPa] - jmenovitý tlak hydraulického systému

Celý výpočet se dá shrnout do jedné rovnice (6), která vychází z rovnic (2-5).

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot G_s \cdot g_n \cdot b \cdot \sin \beta}{p_j \cdot \pi \cdot z \cdot \sin \gamma}} \quad (6)$$

Dle výrobního katalogu (tab. 2) [11] je nejbližší větší průměr pístnice $D_1 = 63 \text{ mm}$. Model byl upraven tak, aby zdvih pístnice činil 420 mm. Pro takto velký zdvih je nezbytné kvůli podmínkám vzpěrnosti použít pístnici s průměrem $d_1 = 36 \text{ mm}$. Vhodná pístnice tedy je ZH1 - 63/36 x 420.

Tab. 2 Výrobní katalog lin. hydromotorů [11]

ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
25	12	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	90	0,70 + Z x 0,00656
25	14	35	12	142	80	44	18		18	10x1	36	15	29,5	10	9	17,5	150	0,72 + Z x 0,00656
32	18	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	210	1,50 + Z x 0,00656
32	20	42	20	170	90	45	35	32	31	12x1,5	36	17	39	16	14	27,5	270	1,60 + Z x 0,00703
40	22	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	260	2,00 + Z x 0,00853
40	25	50	20	170	90	45	35	32	31	16x1,5	36	17	43	16	14	27,5	360	2,00 + Z x 0,00940
50	25	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	260	3,10 + Z x 0,01063
50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	360	3,00 + Z x 0,01161
63	32	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	360	5,00 + Z x 0,01652
63	36	75	25	215	116	57	42	37	37	16x1,5	50	23	55,5	20	18	35	480	5,00 + Z x 0,01820
70	36	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	410	7,35 + Z x 0,02232
70	40	85	30	235	125	65	45	45	39	22x1,5	54	25	60,5	22	20	42,5	540	7,20 + Z x 0,02419

Pro výpočet reálného průběhu síly $F_{b \max}$ je výhodné odečítat hodnoty z drátového modelu v závislosti na výšce zdvihu hrabice a ne v závislosti na úhlu natočení ramene 1. Zjištěný průběh síly F_b pak bude odpovídat nosnosti v různých hloubkách hrabice. K výpočtu poslouží rovnice (7), která vychází z rovnice (6).

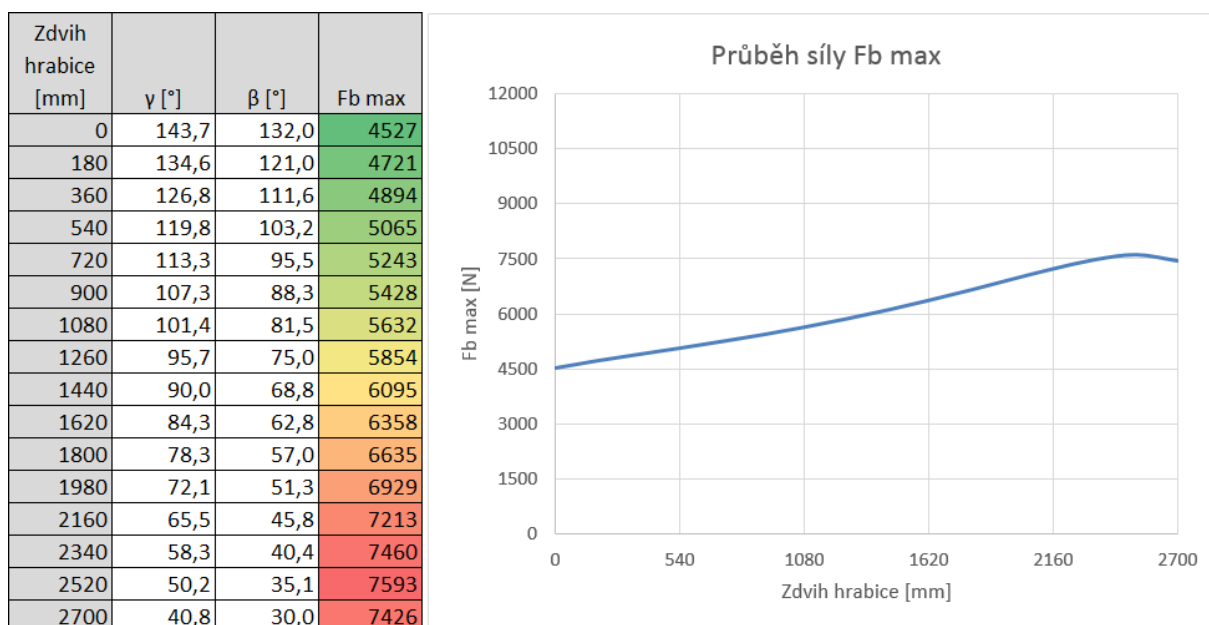
$$F_{b \max} = \frac{p_{\max} \cdot \pi \cdot z \cdot D_1^2 \cdot \sin \gamma}{4b \cdot \sin \beta} \quad (7)$$

Kde:

p_{\max} [MPa] - nastavený maximální tlak v hydraulickém systému

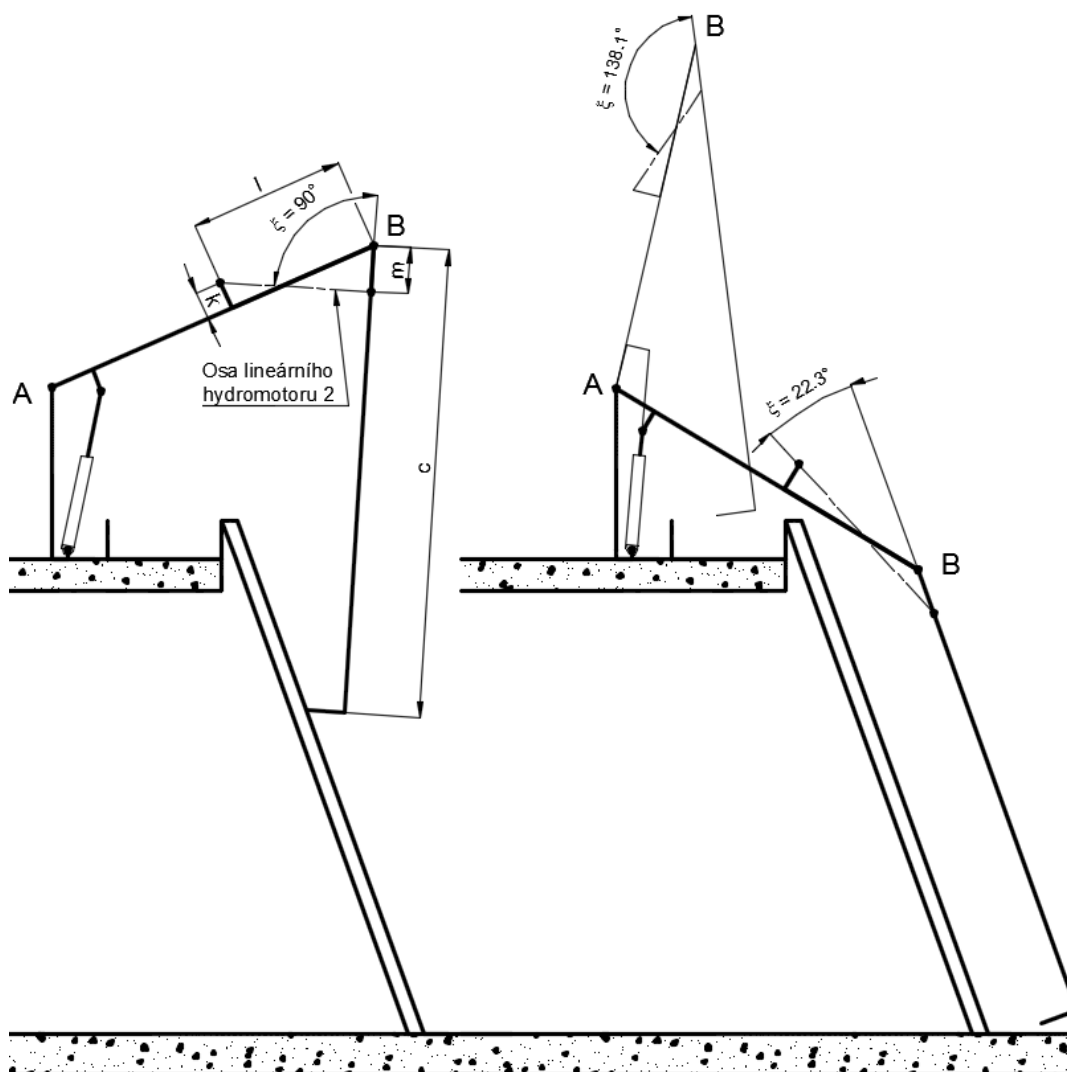
$F_{b \max}$ [N] - průběh nosné síly při p_{\max}

Na obrázku 20 jsou vidět odečtené hodnoty z modelu a vypočítaný průběh síly $F_{b \max}$, který je znázorněn v grafu. Pro dodržení střední hodnoty nosnosti byl do výpočtu dosazen tlak $p = 13$ MPa. Nižší jmenovitý tlak zvýší životnost hydraulického systému.

Obr. 20 Průběh nosné síly F_b

2.4 ANALÝZA PŘÍTLAČNÉ SÍLY HRABICE

Cílem analýzy přítláčné síly je dospět k co nejvyrovnanějšímu průběhu v závislosti na pracovním zdvihu. Vzhledem k velkému rozpětí pohybu ramene 1 dochází k velkému rozpětí pohybu ramene 2 v závislosti k rameni 1. Z tohoto důvodu nelze zajistit lineární průběh přítláčné síly. Pro nastavení přítlaku, který nebude mít výrazné silové špičky a v horní poloze pracovního pohybu bude mít vyšší přítláčnou sílu než v dolní poloze, lze využít drátového modelu (obr. 21) tak, že v poloze mírně nad středem pracovního zdvihu bude nastavena osa lineárního hydromotoru kolmo k rameni 2.



Obr. 21 Drátový model s předběžně určenou pozicí lin. hydromotoru 2

Za předpokladu, že větší zátěž pro lineární hydromotor 2 bude odklopení ramene 2 než potřebná síla pro přítlak hrabice, je vhodnější umístit lineární hydromotor 2 pod rameno 1. Při tlačné síle hydromotoru se bude rameno odklápět. Na obrázku 21 jsou zakótované rozměry k , l , m , kterým ještě nemůže být přiřazena hodnota. Pro odhad rozměru pístnice byla použita odměřená hodnota vysunutí pístnice. Pro reálnou kontrolu silového průběhu přítláčné síly bude použit model s reálnými rozměry, který už byl použit v kapitole 2.3.

2.5 ANALÝZA PŘÍTLAČNÉ SÍLY HRABICE U DRÁTOVÉHO MODELU REÁLNÝCH ROZMĚRŮ

Na vyzkoušení pozice a délky lineárního hydromotoru 2 bude vytvořen model v reálných rozměrech a s reálným lineárním hydromotorem:

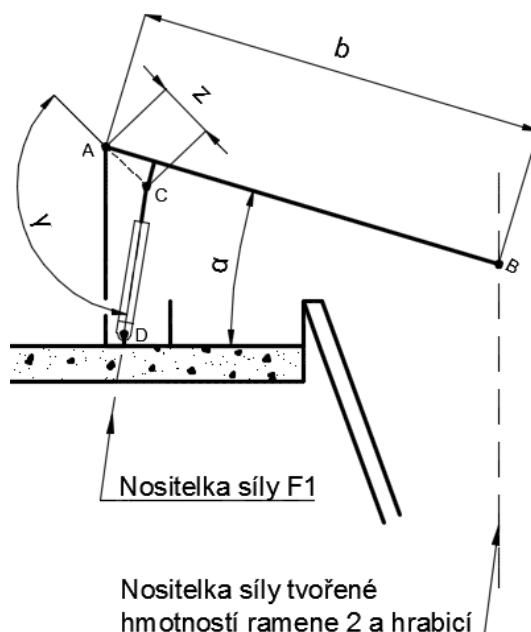
- Kolmá výška česlí 2700 mm
- Šířka česlí 3000 mm
- Sklon česlí 70°
- Střední nosnost hrabice 600 kg
- Přítlak hrabice $100 \div 400 \text{ N/m}$
- Jmenovitý tlak hydraulického systému do 16 MPa

Stanovení vhodného lineárního hydromotoru je komplikované. Ve stejné chvíli, kdy dochází k přítlaku hrabice, se zvedá rameno 1. Pakliže stroj není zatížen nečistotami, je tlak v hydraulickém obvodu tvořen jen vahou ramen a hrabicí. Už při tomto tlaku musí být přítlačná síla hrabice dostatečná.

Pro následující postup je nezbytné znát hmotnosti hrabice a ramen. Ze zvolených rozměrů, nosnosti a základního určení profilů průřezů ramen (viz. 3D model v odstavci 2.6) je dopočtená hmotnost:

- Rameno 1 106 kg
- Rameno 2 s hrabicí 147 kg

Předně je nutné pomocí rovnice (8) vypočítat průběh minimálního tlaku v hydraulickém systému, na základě kterého se dá vybrat správný rozměr lineárního hydromotoru 2. Ve výpočtu není zahrnuto tření hrabice o česle a zanedbatelný sklon ramene 2 od svislé polohy – viz. obr. 22.



Obr. 22 Pozice drátového modelu pro odečtení hodnot – výpočet průběhu p_{min}

$$p_{min} = \frac{4 \cdot g_n \cdot b \cdot \cos \alpha \cdot (0,5G_{R1} + G_{R2h})}{\pi \cdot D_1^2 \cdot z \cdot \sin \gamma} \quad (8)$$

Kde:

- p_{min} [MPa] - minimální tlak v hydraulickém systému tvořen vlastní tíhou stroje
 α [°] - úhel mezi ramenem 1 a horizontální rovinou
 G_{R1} [kg] - hmotnost ramene 1
 G_{R2h} [kg] - hmotnost ramene 2 s hrabíci

K zjištění průměru D_2 požadovaného lineárního hydromotoru 2 slouží rovnice (9). Vhodný tlak pro dosazení do rovnice je z pozice stroje, kdy je úhel ξ pravý. Vzhledem k výsuvu pístnice 420 mm je podle tabulky 2 doporučený průměr $d_2 = 36$ mm. Dále se do rovnice dosadí maximální přípustná síla přitlaku a to $F_p = 1200$ N.

$$D_2 = \sqrt{d_2^2 + \frac{4c \cdot F_{p \max}}{\pi \cdot m \cdot p_{min}}} \quad (9)$$

$$D_2 = \sqrt{36^2 + \frac{4 \cdot 2470 \cdot 1200}{\pi \cdot 245 \cdot 4,32}} = 69,7 \text{ mm}$$

Kde:

- D_2 [mm] - jmenovitý průměr válce lineárního hydromotoru 2
 d_2 [mm] - průměr pístní tyče lineárního hydromotoru 2
 c [mm] - délka ramene 2
 $F_{p \max}$ [N] - přitlačná síla hrabice při maximálním tlaku v hydraulickém systému
 m [mm] - vzdálenost mezi body B a F

Vhodný průměr D_2 je nejbližší nižší. Podle tabulky 2 je vhodný lineární hydromotor ZH1 - 63/36 x 420.

Po zakreslení lineárního hydromotoru 2 do drátového modelu (obr. 21) se dají odečíst všechny rozměry a úhly potřebné k prověření průběhu skutečných minimálních a maximálních přitlačných sil. K výpočtu slouží rovnice (10).

$$F_p = \frac{p \cdot \pi \cdot m \cdot (D_2^2 - d_2^2) \cdot \sin \xi}{4c} \quad (10)$$

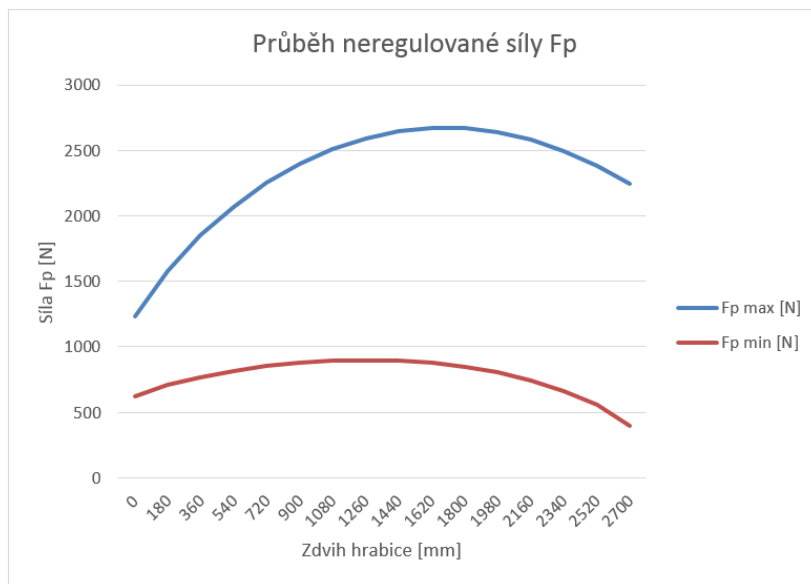
Kde:

- F_p [N] - přitlačná síla hrabice
 p [MPa] - tlak v hydraulickém systému.
 ξ [°] - úhel mezi lineárním hydromotorem 2 a ramenem mezi body B a F

V grafu (obr. 23) je vidět průběh přítlačné síly ve dvou křivkách:

- $F_{p\ max}$ je tvořená maximálním tlakem hydraulického systému (13 MPa)
- $F_{p\ min}$ je tvořená tlakem při chodu naprázdno

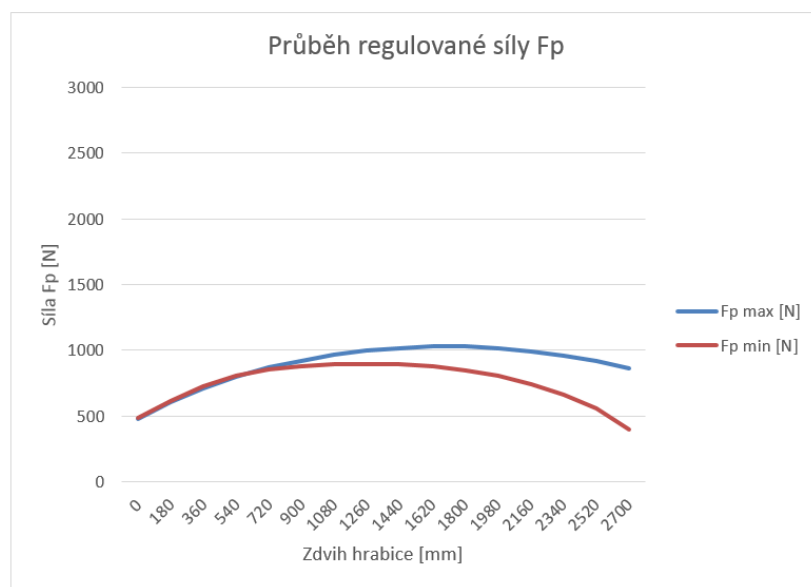
Zdvih hrabice [mm]	p_{max} [MPa]	$F_{p\ max}$ [N]	p_{min} [MPa]	$F_{p\ min}$ [N]
0	13	1234	6,49	624,1
180	13	1578	5,75	707,6
360	13	1853	5,33	770,1
540	13	2071	5,06	816,1
720	13	2251	4,86	851,8
900	13	2396	4,70	877,5
1080	13	2506	4,57	891,7
1260	13	2590	4,45	897,2
1440	13	2643	4,33	891,6
1620	13	2670	4,21	875,4
1800	13	2668	4,07	846,9
1980	13	2640	3,91	804,3
2160	13	2583	3,70	744,6
2340	13	2497	3,41	663,8
2520	13	2383	2,98	554,0
2700	13	2241	2,27	396,6



Obr. 23 Průběh síly F_p bez regulace

Při maximálním tlaku v hydraulickém obvodu je přítlačná síla F_p příliš vysoká. Tento problém se dá vyřešit zařazením redukčního ventilu do zásuvného okruhu lineárního hydromotoru 2. V tomto konkrétním případě je nejvýhodnější regulovat tlak na $p_{max} = 5$ MPa. Graf (obr. 24) zobrazuje průběh minimální a maximální přítlačné síly s regulací tlaku.

Zdvih hrabice [mm]	p_{max} [MPa]	$F_{p\ max}$ [N]	p_{min} [MPa]	$F_{p\ min}$ [N]
0	5	475	5,00	480,8
180	5	607	5,00	614,9
360	5	713	5,00	721,9
540	5	797	5,00	806,8
720	5	866	4,86	851,8
900	5	921	4,70	877,5
1080	5	964	4,57	891,7
1260	5	996	4,45	897,2
1440	5	1017	4,33	891,6
1620	5	1027	4,21	875,4
1800	5	1026	4,07	846,9
1980	5	1015	3,91	804,3
2160	5	993	3,70	744,6
2340	5	960	3,41	663,8
2520	5	917	2,98	554,0
2700	5	862	2,27	396,6



Obrázek 24 Průběh síly F_p s regulací

Poslední kontrola správně zvoleného lineárního hydromotoru 2 je schopnost odklopení ramene 2 v nejnejpříznivější poloze ramene 1 (obr. 25). Potřebný tlak pro odklopení

ramene 2 se dá spočítat rovnicí (11). Výsledných 9,4 MPa nepřekračuje maximální tlak hydraulického agregátu. Lineární hydromotor 2 ve všech ohledech vyhovuje.

$$p_o = \frac{4c \cdot g_n \cdot (G_h + 0,5G_{R2})}{m \cdot \pi \cdot D_2^2 \cdot \sin \xi} \quad (11)$$

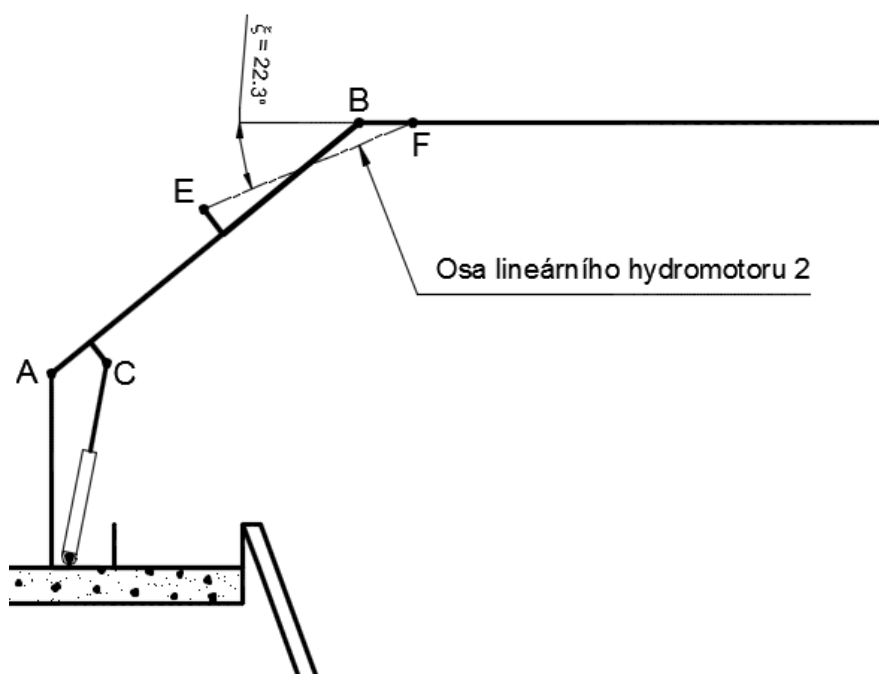
$$p_o = \frac{4 \cdot 2470 \cdot 9,81 \cdot (80 + 0,5 \cdot 67)}{245 \cdot \pi \cdot 63^2 \cdot \sin 22,3} = 9,4 \text{ MPa}$$

Kde:

p_o [MPa] - tlak potřebný pro odklopení ramene 2

G_h [kg] - hmotnost hrabice

G_{R2} [kg] - hmotnost ramene 2



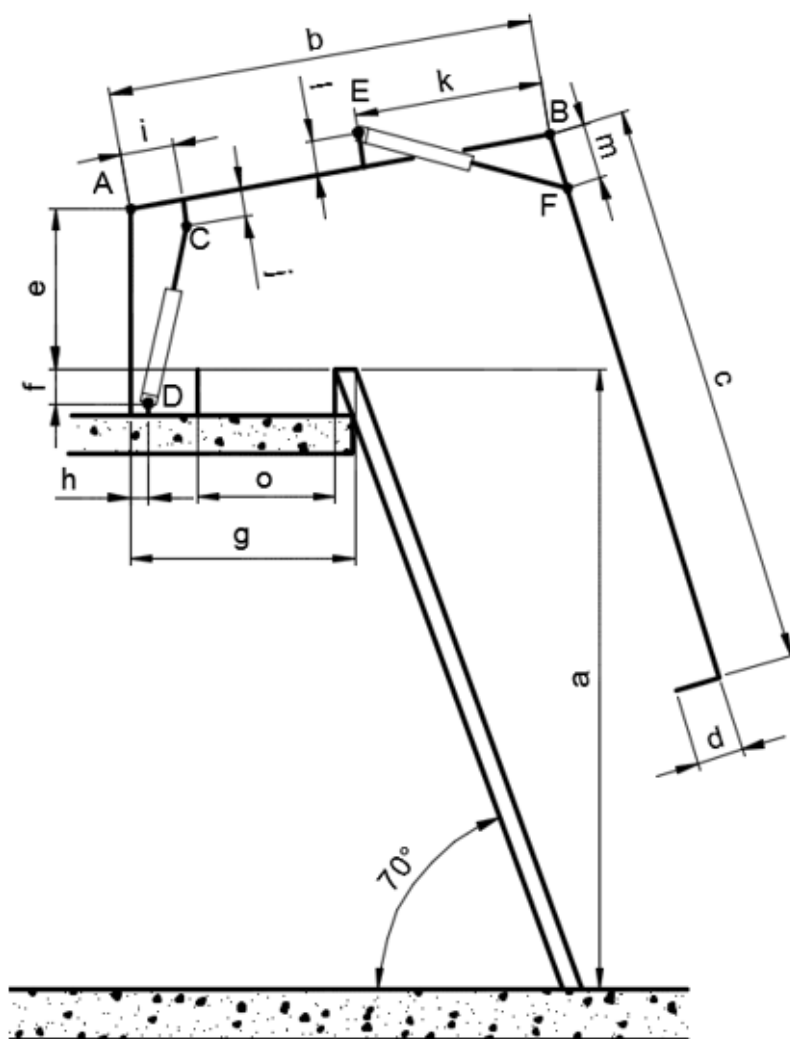
Obr. 25 Poloha ramen s největší zátěží pro lin. hydromotor 2

2.6 STANOVENÍ PARAMETRŮ ČISTIČE ČESLÍ

Analýzu geometrických funkcí a následné stanovení proporcí stroje se podařilo ověřit drátovým modelem s reálnými rozměry včetně rozměrů skutečných lineárních hydromotorů. Na obrázku 26 jsou v tabulce vedle skutečných rozměrů modelu i proporce v závislosti na celkové výšce česlí - viz. parametr a na obrázku 26.

Červeně zvýrazněné parametry v tabulce jsou orientační, protože skutečný celkový rozměr lineárního hydromotoru nezávisí jen na velikosti zdvihu, ale i na dalších rozměrech hydromotoru, které v závislosti na průměru D rostou skokově. Z toho důvodu se pro zachování silových vlastností stroje musí změnit velikost zvýrazněných parametrů o stejný podíl.

Parametr	Rozměr modelu [mm]	Hodnota parametru [-]
a	2700	1
b	1850	0,68519
c	2470	0,91481
d	200	0,07407
e	705	0,26111
f	149	0,05519
g	1048	0,38815
h	80	0,02963
i	230	0,08519
j	120	0,04444
k	820	0,30370
l	150	0,05556
m	245	0,09074
o	600	0,22222

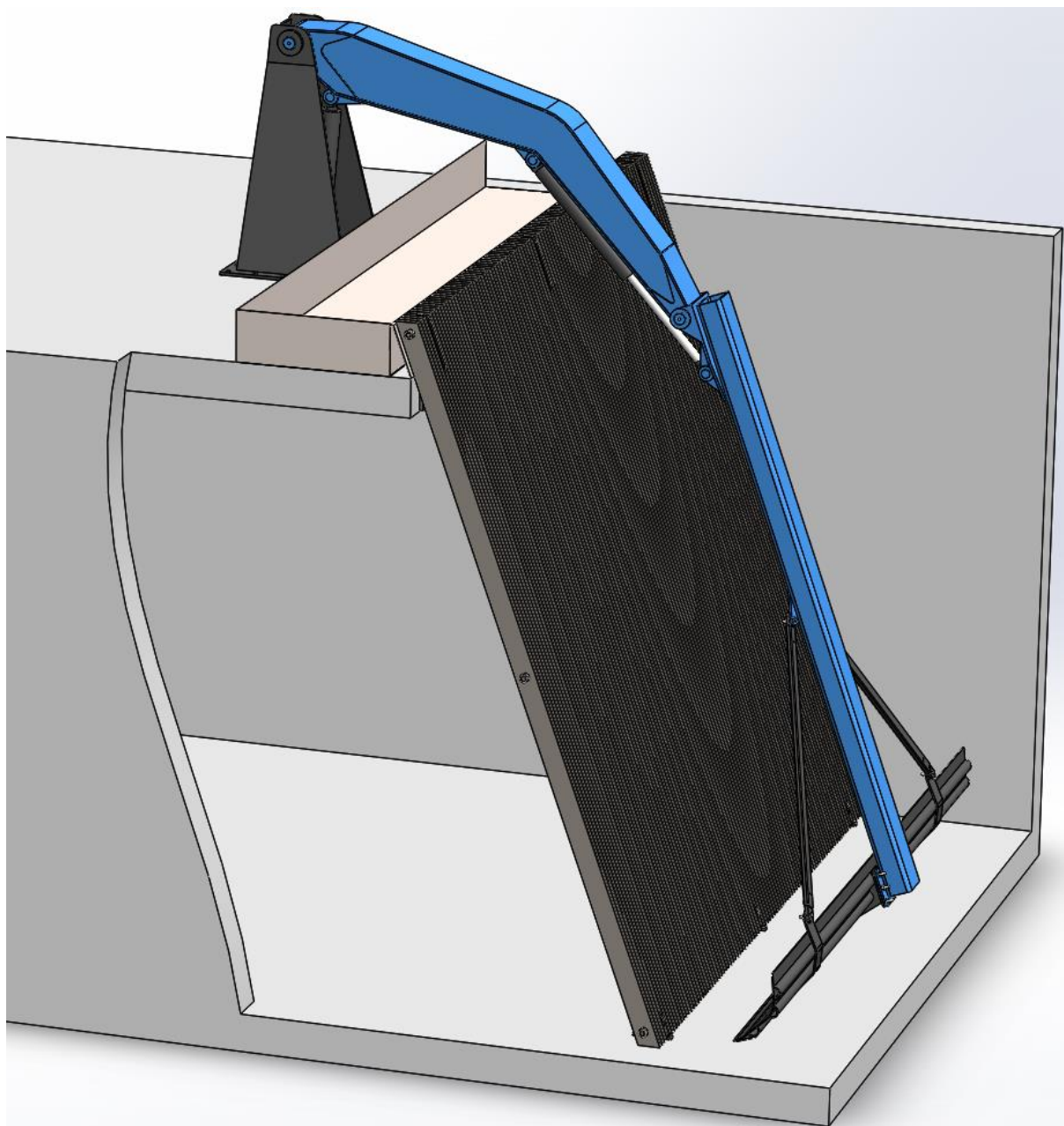


Obr. 26 Náskres čističe česlí s parametry

V případě požadavku na jinou velikost prostoru pro žlab nebo pásový dopravník na shrabky anebo pro jiný úhel česlí, je potřeba dbát na podmínky geometrie:

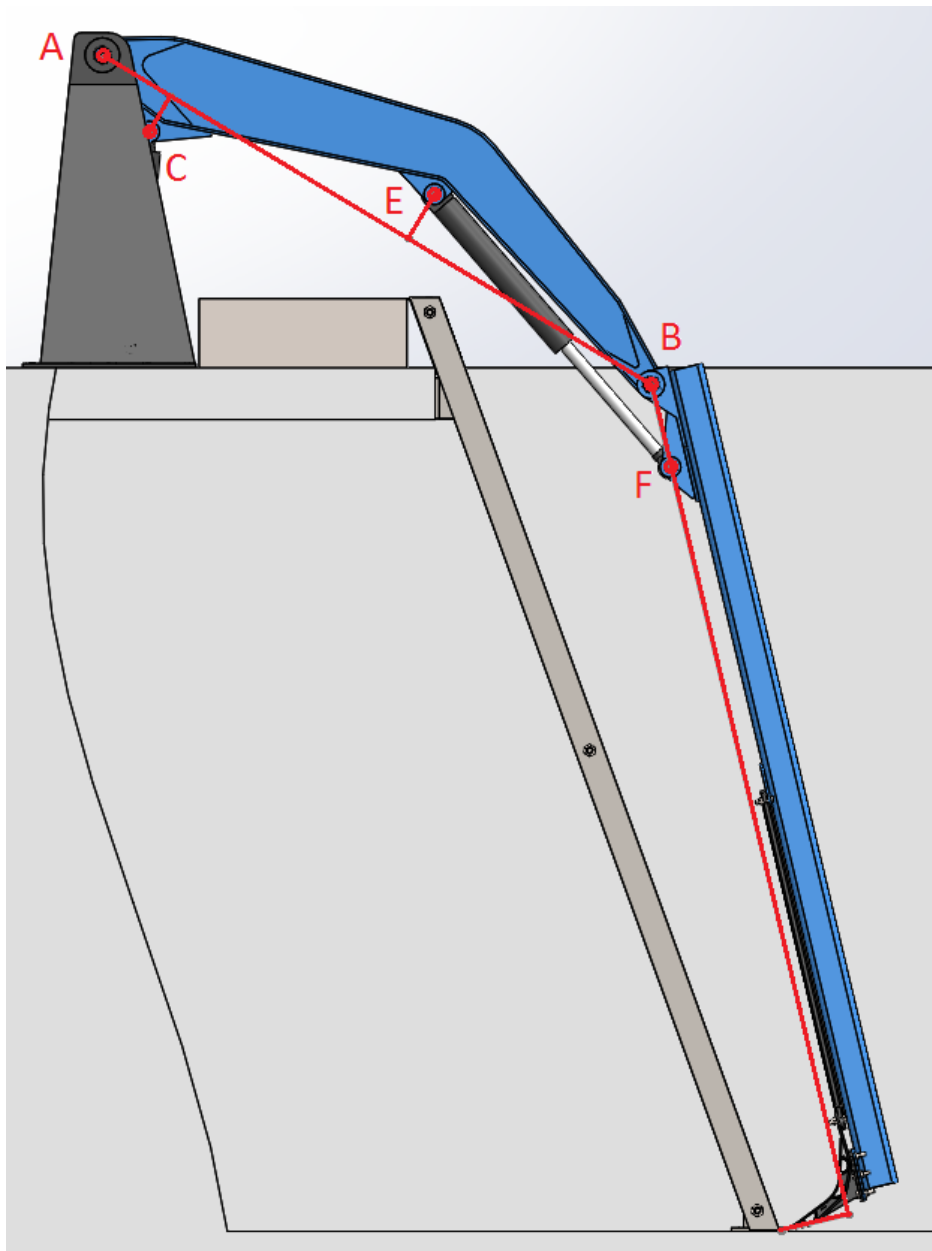
- Zachovat rovnoběžnost mezi pomyslnou spojnicí bodu B v horní a dolní poloze ramene 1 s česlemi.
- Zachovat sousost lineárního hydromotoru 1 v krajních polohách ramene 1.
- Úhel $\gamma - \beta \cong 10^\circ$ v krajních polohách ramene 1.
- Úhel ξ minimálně $22,3^\circ$ v dolní poloze a maximálně 149° v horní poloze stroje.

Na obrázku 27 je vzhled čističe česlí s rozměry drátového modelu – tedy parametr $a = 2700$ mm a šířka česlí 3000 mm. Jedná se o poslední praktickou zkoušku funkčnosti modelu, kdy se prokázalo, že s danými rozměrovými parametry se dá zkonstruovat funkční 3D model s možností pohybu v celém rozsahu bez kolizí. Dimenzování strojních součástí není předmětem bakalářské práce, ale pro reálné modelování byly základní výpočty provedeny.



Obr. 27 3D model

Na obrázku 28 je vyznačený původní drátový model na pozadí s 3D modelem. Je vidět, že drátový model tvoří jen spojnice jednotlivých bodů (kloubů). Reálný tvar ramen pak může spojnice bodů míjet, přesto veškeré pracovní vlastnosti stroje zůstanou nezměněny.



Obr. 28 Porovnání 3D modelu s drátovým modelem

3 ZÁVĚR

Dle zadání bakalářské práce byla představena celá řada technologií určených k čištění vod. U jednotlivých typů byla vyhodnocena použitelnost v různých prostředích a stanovení limitních rozměrů čištěných česlí.

Dalším úkolem byla optimalizace hydraulického čističe česlí. Pro svou všestrannost a možnost použití v největším rozpětí velikosti česlí byl pro optimalizaci vybrán kloubový čistič.

Optimalizací bylo myšleno použití co nejkratších ramen v poměru k výšce česlí bez ztráty vhodných průběhů funkčních sil a to bez použití složitého hydraulického systému. Výsledkem se stal návrh proporcí vzhledem k výšce česlic, který může být právě díky krátkým ramenům tuhý bez značného navýšení hmotnosti ramen. To vše může vést ke snížení ceny za hydraulický agregát. Ve 3D modelu byl na rameno 1 použit složitý svařenec, který by se kvůli vysoké ceně dal nahradit například jāklem.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Česle a síta. *ASIO, spol. s r.o.* [online]. Brno, 2013 [cit. 2018-01-17]. Dostupné z: <http://www.asio.cz/cz/285.cesle-a-sita>
- [2] Strojně stírané česle řetězové. *INKOS a.s.* [online]. Brno, c2015 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.inkos.cz/vyrobní-program/chci-hledat-podle-zarizeni/cesle-strojne-stirane-retezove>
- [3] Strojně stírané česle vozíkové. *INKOS a.s.* [online]. Brno, c2015 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.inkos.cz/vyrobní-program/chci-hledat-podle-zarizeni/cesle-strojne-stirane-vozikove>
- [4] Stroj na čištění česlí SH. *EKOPROGRES HRANICE a.s* [online]. Hranice, c2018 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <https://www.ekoprogres.cz/inpage/stroj-na-cisteni-cesli-sh/>
- [5] HUBER rotační česle ROTAMAT® Ro1. *Huber SK spol s.r.o.* [online]. Brno, C2018 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.hubercs.cz/cz/produkty/cesle-a-sita/cesle-a-sita-rotamatr/huber-rotacni-cesle-rotamatr-ro1.html>
- [6] Samočistící česle. *FONTANA R, s.r.o.* [PDF soubor]. Brno, c2018 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.fontanar.cz/spolecne-dokumenty/cz/vyrobní-program/mechanicke-predcistení/SCC-CZ.pdf>
- [7] CT- mini šroubové česle. *HAS CZ a.s* [online]. Ostrava - Kunčice, c2013 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/separatory-a-zarizeni-do-cistiren/ct-mini-sroubove-cesle>
- [8] Hydraulický čistící stroj. *HYDROMONT* [online]. Vysoké Mýto, C2011 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.hydromont.cz/vyroba-cesli>
- [9] Čistící stroje česlí. *CINK Hydro - Energy* [online]. Lesov, c2013 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://cink-hydro-energy.com/cs/cistici-stroje-cesli/>
- [10] Čistící stroje česlí. *P&S a.s.* [online]. Praha, c2013 [cit. 2018-03-31]. Dostupné z: <http://www.p-s.cz/reference-c12z310.html>
- [11] Výrobní katalog. *Hydraulics* [PDF soubor]. Slopné, 2017 [cit. 2018-04-01]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b	[mm]	Délka ramene 1
c	[mm]	Délka ramene 2
D_1	[mm]	Jmenovitý průměr válce lineárního hydromotoru 1
D_2	[mm]	Jmenovitý průměr válce lineárního hydromotoru 2
d_2	[mm]	Průměr pístní tyče lineárního hydromotoru 2
F_1	[N]	Síla lineárního hydromotoru 1
F_b	[N]	Nosná síla
$F_{b\ max}$	[N]	Průběh nosné síly při p_{max}
F_p	[N]	Přítlačná síla hrabice
$F_{p\ max}$	[N]	Přítlačná síla hrabice při maximálním tlaku v hydraulickém systému
g_n	[m·s ⁻²]	Normálové gravitační zrychlení
G_h	[kg]	Hmotnost hrabice
G_{R1}	[kg]	Hmotnost ramene 1
G_{R2}	[kg]	Hmotnost ramene 2
G_{R2h}	[kg]	Hmotnost ramene 2 s hrabicí
G_s	[kg]	Hmotnost shrabků
i	[mm]	Vzdálenost mezi body A a C
m	[mm]	Vzdálenost mezi body B a F
M_a	[Nm]	Krouticí moment v bodě A
p	[MPa]	Tlak v hydraulickém systému.
p_j	[MPa]	Jmenovitý tlak hydraulického systému
p_{max}	[MPa]	Nastavený maximální tlak v hydraulickém systému
p_{min}	[MPa]	Minimální tlak v hydraulickém systému tvořen vlastní tíhou stroje
p_o	[MPa]	Tlak potřebný pro odklopení ramene 2
z	[mm]	Vzdálenost mezi body A a C
α	[°]	Úhel mezi ramenem 1 a horizontální rovinou
β	[°]	Úhel mezi ramenem 1 a nositelkou síly F_b
γ	[°]	Úhel mezi lineárním hydromotorem 1 a ramenem mezi body A a C
ζ	[°]	Úhel mezi lineárním hydromotorem 2 a ramenem mezi body B a F